

$$p_F = \frac{F - F_{\min}}{F_{\min}}, \quad p_{Fr} = \frac{F_r - F_{r0}}{F_{r0}}, \quad p_T = \frac{T_2 - T_{2sred}}{T_{2sred}}; \quad \left. \begin{aligned} p_{FrS} &= p_{Fr} \cdot k_{FrSin}, \\ p_{TS} &= p_T \cdot k_{TSin} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Здесь F , F_r и T_2 – суммарная и радиальная силы в зацеплении, а также крутящий момент на колесе в текущем положении звеньев; F_{\min} – минимальное значение суммарной силы в зацеплении; F_{r0} – расчетная радиальная сила, вычисленная без учета сил трения зубьев. T_{2sred} – среднеарифметическое значение крутящего момента T_2 на колесе за цикл (при $T_1 = \text{const}$ на ведущей шестерне). k_{FrSin} и k_{TSin} – поправочные коэффициенты, вычисляемые по формулам (4).

О синтезе передач с минимальной виброактивности сил трения зубьев:

1. Предложенные качественные показатели виброактивности зацепления (k_F , k_{Fr} , k_T , k_{FrS} и k_{TS}), характеризующие периодические возмущающие силы и крутящий момент, зависят только: а) от закона распределения сил при многопарном контакте зубьев (например, при пересопряжении зубьев); б) от коэффициента трения между зубьями; в) и, главное, от геометрии зацепления. Поэтому, можно на этапе геометрического синтеза передачи оценить ее виброактивность, и получить минимально возможную виброактивность, обусловленную трением зубьев.

2. При геометрическом синтезе оценивать виброактивность передачи можно: либо, "прогоняя" передачу через компьютерную программу анализа виброактивности, либо, используя "модернизированные" блокирующие контуры с нанесенными на них линиями равных уровней приведенных виброактивностей k_{FrS} и k_{TS} .

3. Коэффициенты рядов Фурье, аппроксимирующих силы и крутящий момент в зацеплении, предназначены для использования в динамических моделях при анализе вибраций в эвольвентных цилиндрических передачах.

Список литературы: 1. Babichev D.A., Serebrennikov A.A., Babichev D.T. Qualitative indexes of flat engagements operation. Research and Development of mechanical Elements and Systems. The 7th international scientific conference: IRMES 2011. Zlatibor, Serbia. – 2011 (В печати – 8с.: 1 уч.п.л.). 2. Бабичев Д.А. Виброактивность цилиндрических передач, обусловленная трением зубьев // Современное машиностроение. Наука и образование // Сб. докл. международной научно-практич. конференции. – Санкт-Петербург, 2011. – (14-15 июня, 10с., в печати). 3. Яблонский А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний, – М.: Высшая школа, 1966. – 255с.

Поступила в редколлегию 11.05.11

УДК 621.833

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н., директор НТЦ ОИМ НАН Беларуси, г. Минск
В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н., зав. лабораторией ИММС им. В.А. Белого
НАН Беларуси, г. Гомель

Е.И. МАРДОСЕВИЧ, к.т.н., зав. сектором ОИМ НАН Беларуси

УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И ТРАНСМИССИЙ НА ИХ ОСНОВЕ

Рассматриваются вопросы организации и проведения ускоренных испытаний зубчатых передач, позволяющие на основе рассмотрения каждой пары зубьев как отдельного объекта испытаний на порядок и более сократить их длительность и трудоемкость при существенном повышении информативности.

Розглядаються питання організації та проведення прискорених випробувань зубчастих передач, що дозволяють на основі розгляду кожної пари зубів як окремого об'єкта випробувань на порядок і більше скоротити їх тривалість та трудомісткість при істотному підвищенні інформативності.

The problems of organization and realization of accelerated tests of gear drives are considered. Regarding of every pair of engaging teeth as a separate object of tests permits to reduce the period of tests and to lower their labor intensity at essential increasing information content.

Постановка задачи. Испытания нетрадиционных конструктивных решений зубчатых передач, а также результаты применения новых материалов и технологий изготовления до настоящего времени остаются наиболее достоверным способом оценки параметров их надежности. Вместе с тем, организация и проведение таких испытаний наиболее длительный и дорогостоящий этап создания трансмиссии с качественно новыми свойствами, достигаемыми на основе применения новых подходов к конструированию, выбору материалов и технологий изготовления.

При ускоренных испытаниях зубчатых передач условия взаимодействия отдельных пар зубьев могут существенно отличаться по динамической нагруженности и трибологическим параметрам. В результате этого разрушается только часть зубьев, возрастает рассеивание полученных результатов и снижается их достоверность.

Вместе с тем, при наличии технических возможностей определения реальной динамической нагруженности и условий смазываемости каждой пары зубьев, последние могут рассматриваться как отдельные объекты исследований. Это позволяет существенно сократить трудоемкость, длительность и себестоимость испытаний.

В основу реализации данного подхода может быть положена методика комплексного контроля параметров динамической нагруженности и триботехнических характеристик взаимодействия каждой пары зуба испытуемой передачи с последующим или предварительным учетом механических свойств и параметров упрочненного слоя рабочих поверхностей зубьев.

Литературный обзор. Наиболее достоверная информация о реальной динамической нагруженности отдельных зубьев в зубчатых сопряжениях может быть получена тензометрированием. Вместе с тем, реализация этого процесса для каждого из зубьев трансмиссии и ее зубчатых колес в целом является технически сложной и в значительной части случаев экономически мало целесообразной операцией.

Вместе с тем, накопленный к настоящему времени опыт в области исследований динамической нагруженности зубьев, возникающей в процессе функционирования передачи, показывает [1-5], что с достаточной для инженерной практики точностью параметры силового взаимодействия зубьев могут быть определены путем анализа регистрируемых в реальном масштабе времени вибраций, генерируемых как отдельными парами зубьев, так и испытываемой передачей в целом.

Более сложным представляется определение характера смазывания зубчатого сопряжения, оказывающего существенное влияние на основные параметры взаимодействия зубьев, включая ресурс работоспособности, потери на механическое трение, тепловую нагруженность и виброакустическую активность [6-12]. При этом к одной из наиболее интегральных характеристик контактного взаимодействия смазываемых поверхностей можно отнести реальную толщину масляного слоя, величина которой тесно взаимосвязана с ресурсом работоспособности зубчатого зацепления.

Так, например, в работе [8] показано, что уменьшение износа контактирующих поверхностей и увеличение толщины смазочного слоя связаны показателем функции со степенью 2...2,5. Существенное влияние условия смазки оказывают и на контактную усталостную прочность. В работе [12] отмечено, что наиболее заметное проявление влияния толщины масляной пленки на ресурс наблюдается при отношениях толщины масляной пленки слоев к среднеквадратическим величинам шероховатости взаимодействующих поверхностей в диапазоне 1,4...3,2. При этом существующие методики позволяют ориентировочно оценить количественные величины этого влияния, однако не всегда учитывают особенности варьирования толщин масляных пленок в динамически нагруженных сопряжениях.

Необходимо отметить, что к одной из наиболее важных составляющих достоверного прогнозирования ресурсных параметров по результатам ускоренных испытаний можно отнести оценку влияния и учет прочностных свойств и особенностей поверхностного слоя рабочих поверхностей зубьев, которая может быть осуществлена до установки зубчатых колес в испытываемую трансмиссию или после завершения испытаний и ее разборки с использованием методических подходов к определению характеристик этого влияния, достаточно полно изложенных в источниках научно-технической информации и в нормативной документации, например, в [13].

Методика проведения исследований. Исследования проводились с использованием прямозубой зубчатой передачи, имеющей стандартный зубча-

тый профиль, восьмую степень точности по ГОСТ 1643-81, модуль $m=3$ мм, числа зубьев $z_1=z_2=40$, рабочую ширину венца $b_{\omega}=10$ мм, шлифованные и приработанные до шероховатости $R_z=0,4$ мкм рабочие поверхности [10].

Использование передаточного отношения, равного единице, позволяло обеспечить близкие к идентичным условия динамического взаимодействия каждой пары зубьев при каждом полном обороте испытываемой передачи. Вариации их нагруженности в зоне однопарного зацепления не превышали 3%. С высокой степенью достоверности удавалось выделить зоны однопарного и двухпарного зацепления.

При исследованиях использовался стенд с разомкнутым силовым контуром, включающий электропривод, редуктор с испытываемой передачей и порошковый тормоз, соединенные между собой упругими втулочно-пальцевыми муфтами. Такое конструктивное исполнение стенда обеспечивало минимально возможное число элементов кинематической цепи и узлов, колебания которых могли вносить искажения в амплитудные спектры исследуемых параметров. На стенде обеспечивалось плавное управление угловой скоростью вращения и бесступенчатое нагружение испытываемой передачи порошковым тормозом. Конструктивное исполнение стенда обеспечило минимально возможные искажения, вносимые в регистрируемые виброакустические параметры колебаниями элементов стенда. Сопряжение зубчатых колес с валами осуществлялось по цилиндрическим поверхностям с передачей крутящего момента шпоночным соединением. Валы устанавливались в корпусе с использованием в подшипниковых узлах роликовых конических однорядных подшипников.

Исследования проводились при моментах нагружения $T=0-200$ Н·м, угловых скоростях вращения $\omega=50; 100; 150$ и 200 рад/с, что соответствовало окружным скоростям $V_0=3; 6; 9$ и 12 м/с и средним мгновенным значениям окружных скоростей качения взаимодействующих без скольжения поверхностей зубьев в полюсе зацепления, равным $V \approx 1; 2; 3$ и 4 м/с в режиме холостого хода и ступенчато увеличивающихся до $\sigma_H=1150$ МПа контактных напряжениях. Смазка зубчатых колес осуществлялась поливом масла "Индустриальное-20", имеющим в установившемся режиме работы объемную температуру $30...35^\circ\text{C}$.

При исследованиях использовался "открытый" кожух испытательного редуктора (крышка кожуха была выполнена из тонкого оргстекла толщиной 5 мм). В кожухе испытательного редуктора было выполнено окно, закрытое тонким оргстеклом, что обеспечивало приемлемый уровень шумопоглощения и искажений, возникающих при распространении звука от зубчатой передачи к измерительному микрофону, и, таким образом, влиянием которого на изменения амплитудных спектров шума при сравнительной оценке акустических характеристик можно было пренебречь.

Значения толщины масляной пленки определялись методом измерения падения напряжения в смазочной пленке h [8, 14], фиксируемом при стабили-

зированном токе $I=1,5A$ в измерительном тракте, включающем смазочную пленку, зацепляющиеся зубчатые колеса, токосъемники, источник питания. Для реализации этого способа измерения подшипниковые узлы зацепляющихся зубчатых колес были электрически изолированы друг от друга.

Результаты исследований и их обсуждение. Фрагмент типовой осциллограммы регистрируемых на подшипниковых опорах виброускорений, генерируемых с зубцовой частотой отдельными парами зубьев испытываемой передачи, и отношение колебаний толщины масляной пленки при повороте зубчатых колес на угловой шаг к ее значению в полюсе зацепления показаны соответственно на рисунках 1 и 2.

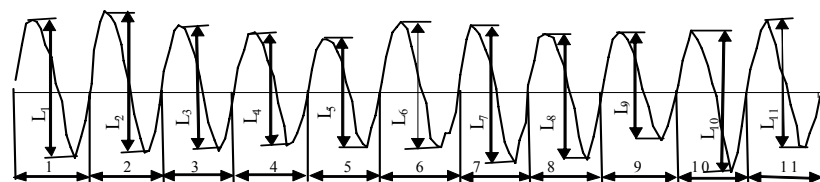


Рисунок 1 – Фрагмент осциллограммы колебаний, генерируемых отдельными парами зубьев при повороте зубчатых колес на угловой шаг [14]

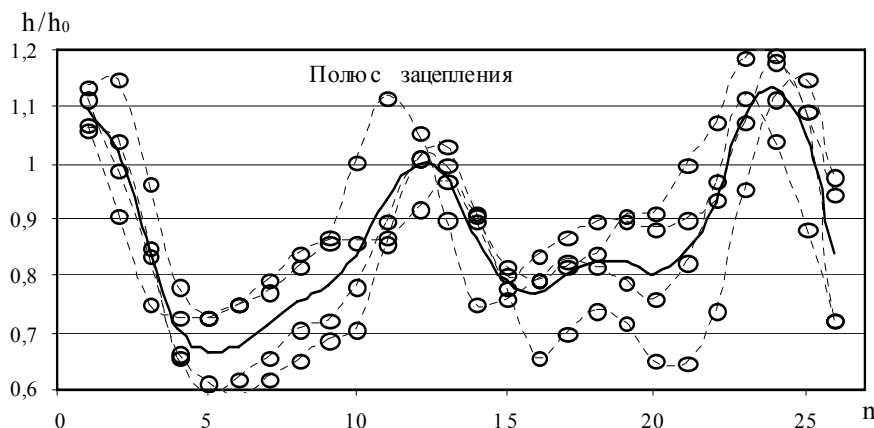


Рисунок 2 – Отношение значений толщины масляной пленки при ее изменении вдоль линии зацепления к значению в полюсе зацепления [14]

Анализ осциллограммы, приведенной на рисунке 1, и результатов исследований вибраций, генерируемых зубчатым зацеплением на зубцовых частотах, показал следующее:

- варьирование величин размахов или амплитуд колебаний с зубцовой частотой и их средних значений, генерируемых взаимодействующей парой зубьев при повороте на угловой шаг, в режиме холостого хода и относительно легкого режима нагружения (в испытанной передаче это были режимы на-

гружения до моментов $T \approx 40 \text{ Нм}$), а также при высоких окружных скоростях носит стохастический характер;

- при нагружении варьирование величин размахов или амплитуд колебаний с зубцовой частотой носит стохастический характер, однако среднее значение этого параметра для каждой пары взаимодействующих зубьев при повороте на угловой шаг, как это видно из рисунка 3, детерминировано, практически линейно, зависит от нагружающего момента и суммарной величины погрешности шага зацепления и деформации зубьев, оказывающей влияние на реальный коэффициент торцевого перекрытия и градиент колебания жесткости зацепления вдоль линии зацепления;

- отклонение линейности зависимости амплитуды вынужденных колебаний от нагруженности наблюдается в зоне изменения реальной "парности" зацепления и перехода от однопарного к двухпарному зацеплению.

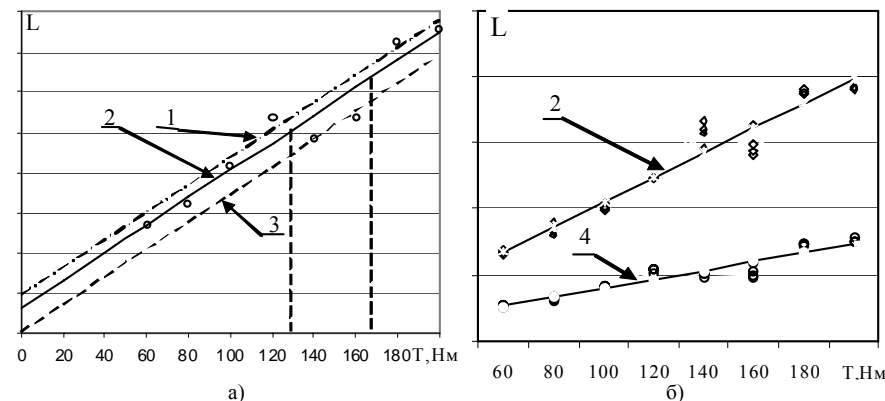


Рисунок 3 – Результаты аппроксимации размахов колебаний на паре зубьев, имеющей разность шагов зацепления колеса и шестерни 12 мкм:
 а, 1 – аппроксимирующая прямая, полученная при обработке данных с исключением переходной зоны при $T=125 \div 165 \text{ Нм}$; а, б, 2 – то же при обработке всех данных;
 а, 3 – прямая, проведенная по точкам, соответствующим параметрам переходной зоны; б, 4 – прямая, проведенная по точкам максимальных напряжений с тензомоста у ножки шестерни, соответствующая окружной силе P [6]

Анализ измерений толщины масляной пленки h вдоль линии зацепления показал, что на реальную величину h существенное влияние оказывает характер динамического взаимодействия зубьев, характеризующийся дестабилизирующими смазочную пленку кромочными или срединными ударами при входе или выходе зубьев из зацепления. В зонах пересопряжения зубьев вариации h достигали максимальных значений. В то же время, как это было отмечено в работах [8, 14], при входе новой или выходе передней по ходу вращения пары зубьев из зацепления находящийся между зубьями смазочный материал не выдавливался мгновенно, вследствие чего оставшаяся смазка не

только обеспечивает приемлемый режим смазывания контактирующих поверхностей, но и в определенной мере способствует демпфированию кромочных и срединных ударов.

В целом, анализ результатов исследований динамической нагруженности, шума, вибраций и толщин смазочной пленки с позиций оценки возможности их использования при мониторинге технического состояния зубчатой передачи в процессе ускоренных испытаниях показал следующее [14]:

- в амплитудных спектрах шума и вибраций, характеризующих динамические процессы взаимодействия прямозубых зубчатых колес, наиболее значимой является зубцовая составляющая, но в целом спектры различны по составу и использование одного из них не всегда позволяет обеспечить получение достоверной и полной информации о техническом состоянии зубчатой передачи;

- более информативны, по сравнению с шумом и вибрациями, параметры колебаний толщины смазочной пленки в зубчатом зацеплении, однако при их принятии (в качестве основного информативного источника мониторинга) их регистрацию и обработку можно отнести к наиболее сложно методически и аппаратно реализуемым процессам, требующим проведения специальной тарировки и наличия или введения электроизолирующих элементов в конструкцию подшипниковых узлов;

- существенное повышение информативности и достоверности мониторинга и диагностирования в процессе ускоренных испытаний технического состояния зубчатых передач по параметрам генерируемого ими шума и вибраций может быть достигнуто при их совместном использовании, а в ряде случаев, для ответственных трансмиссий, с дополнениями средствами контроля кинематических параметров, регистрацией и анализом (с учетом реального масштаба времени) размахов колебаний на зубцовых частотах с выделением параметров взаимодействия отдельных пар зубьев;

- выбор режимов функционирования трансмиссии и анализ результатов мониторинга целесообразно осуществлять с учетом собственных крутильных и радиальных колебаний, включая колебания приведенной массы зубчатой передачи в зацеплении и на подшипниковых опорах;

- технические возможности приведенного выше подхода позволяют определить при ускоренных испытаниях зубчатых передач соответствия реальных параметров нагруженности зубьев и генерируемых зубчатой передачей шума и вибраций соответствующим прогнозируемым параметрам, выявить источник их отклонений от регламентируемых технической документацией значений, оценить техническое состояние отдельных пар зубьев и зубчатых колес в процессе их функционирования с целью прогнозирования исходного и остаточного ресурсов для сокращения длительности и объема исследований.

В совокупности, использование приведенного выше позволяет в процессе ускоренных испытаний рассматривать каждую пару зубьев как отдельный объект исследований. При организации и проведении испытаний могут быть

использованы следующие методические подходы:

- на основе анализа показателей точности испытываемых зубчатых колес по критерию погрешности шага зацепления могут быть подобраны угловые скорости вращения и нагружающие моменты, при которых диапазон изменения нагруженности зубьев в сочетании с учетом влияния на долговечность толщины смазочной пленки и упрочнения рабочих поверхностей зубьев позволит (с использованием результатов испытаний одной – двух пар зубчатых колес) построить кривую усталости [12];

- без проведения предварительного контроля параметров точности можно определить по вибрационным параметрам динамическую нагруженность и триботехнические условия взаимодействия каждого зуба испытываемых зубчатых колес и с их использованием построить участок кривой усталости, соответствующей диапазону варьирования нагрузки.

К особенностям использования предлагаемого подхода можно отнести то, что для реализации процесса мониторинга должны быть подобраны максимально информативные режимы функционирования зубчатых передач, установлена минимально необходимая и достаточная для идентификации результатов обработки регистрируемой информации с диагностируемым объектом номенклатура контролируемых параметров, приняты методики регистрации, обработки и представления полученных данных, позволяющие использовать для их реализации наиболее рациональные технически и экономически обоснованные, вычислительные средства. При этом, в процессе создания методических и аппаратно-программных средств мониторинга технического состояния вновь создаваемых или существенно модернизированных трансмиссий на основе зубчатых передач для их ускоренных испытаний, целесообразно предварительное формирование базы данных, позволяющей существенно повысить информативность и достоверность результатов их проведения. Ориентировочная схема такой базы данных показана на рисунке 4.

Реализация приведенной на рисунке 4 базы данных позволяет сформировать систему сбора и накопления информации о служебных свойствах разрабатываемых и изготавливаемых трансмиссий, позволяющую сократить до технических и экономических целесообразного минимума объемы испытаний при существенном повышении их информативности и достоверности прогнозирования на основе полученных результатов ресурсных параметров, вибраций и шума.

С ее использованием могут быть определены технически и экономически обоснованные схемы поузловой и интегральной разбраковки изготавливаемых трансмиссий либо по принципу "годности и брака", либо, в более информативном, а иногда и реализуемом на более технически сложном оборудовании, варианте выявления причин отклонений, их идентификации с источником и принятии решения о целесообразности и наиболее экономически и технически обоснованных способах устранения выявленных отклонений [14-16].

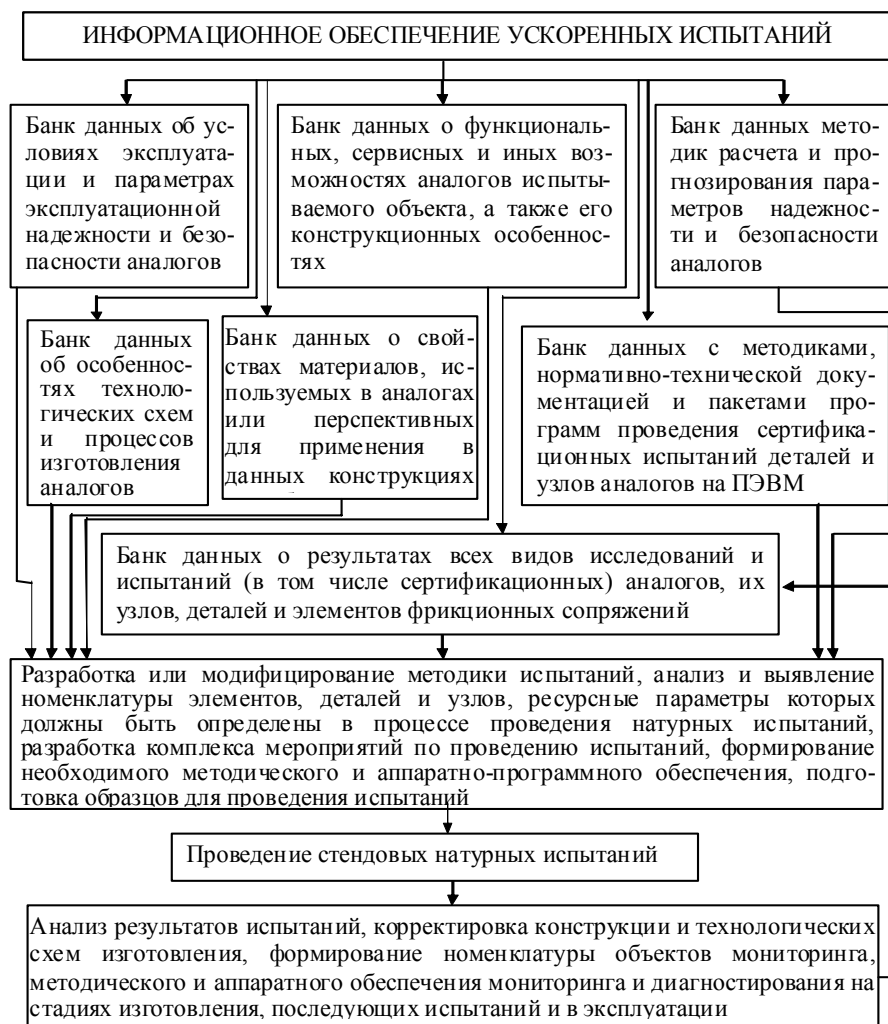


Рисунок 4 – Схема информационного обеспечения подготовки, проведения и обработки результатов ускоренных испытаний

Ориентировочная схема стендового оборудования для реализации предлагаемого подхода показана на рисунке 5.

При создании показанного на рисунке 5 стендового комплекса могут быть использованы специализированные или сформированные на основе серийной элементной базы средства мониторинга и созданное или адаптированное к конкретному объекту, задачам и условиям применения специализированное программное обеспечение.



Рисунок 5 – Схема стендового комплекса для проведения ускоренных испытаний и контроля качества изготовления и сборки многоступенчатых трансмиссий на основе зубчатых передач

Заключение. Современный уровень аппаратно-программных средств и существующая номенклатура первичных преобразователей, значительное число которых имеет встроенный аналого-цифровой преобразователь, практически снимает ограничения с объемов регистрируемой и обрабатываемой информации. Это позволяет существенно расширить возможности снижения длительности, трудоемкости и себестоимости проведения испытаний путем реализации методического подхода, основанного на рассмотрении каждой пары зубьев как отдельного объекта исследований. При этом может быть использовано сочетание традиционных методов обработки амплитудных спектров с новыми способами, базирующимися на комплексном анализе параметров функционирования и различных типов генерируемых трансмиссией колебаний, регистрируемых и обрабатываемых с учетом реального масштаба времени.

Список литературы: 1. А.с. СССР №1626101. Способ испытаний прямозубых зубчатых колес на контактную усталость зубьев / О.В. Берестнев, В.Л. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.П. Гардовский // Опубл. в Бюл. изобр. – 1991. – №5. 2. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем; ч.1. / О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк и др. – Минск: ИНДМАШ НАН Беларуси, 1997. – 60с. 3. Патент РБ № 4261. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях // О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк и др. 4. Вибромониторинг передач зацеплением / Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, Е.И. Мардосевич, В.Л. Басинюк // Теоретические и технологические основы упрочнения и восстановления изделий машиностроения: Сб. науч. тр. / Под ред. С.А. Астапчика, П.А. Вулязя. – Минск: УП "Технопринт", ПГТУ, 2001. – С. 502-507. 5. Basiniuk Y.V., Mardosevich E.I. Vibromonitoring of Technical Conditions of Dynamically Loaded Drive System // Nonlinear Dynamics, Chaos, Catastrophes and Control. – Students ND CCC. – Riga, 2001. – P.21-24. 6. Вибромониторинг внутренней динамической нагруженности, точностных параметров и износов отдельных пар зубьев передач зацеплением / Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич // Вестник БГТУ. Машиностроение, Автоматизация, ЭВМ. – 2001. – №4(10). – С.48-53. 7. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. – М.: Изд-во АН СССР, ОНТ, 1951. – № 2. – С.209-233. 8. Райко М.В. Смазка зубчатых передач. – Киев: Техника, 1970. – 196с. 9. Камерон А. Исследование масляной пленки между зубьями шестерен и питтинга на роликовой машине // Трение и износ в машинах. – М.: Изд-во АН

СССР, 1962. – Вып. XVII. – С. 103-111. **10.** McEwen E. The Effect of Variation of Viscosity with Pressure on the Load Carrying Capacity of Oil Films Between Gear Teeth // Journal of Inst. Pet. Vol. 38. – 1952. **11.** Эдкинс Р. В., Радзимовский Е. И. Исследование смазки цилиндрических прямозубых колес; несущая способность, толщина масляной пленки и коэффициент полезного действия // Теоретические основы инженерных расчетов. – №3. – М.: Мир, 1965. – С. 133-146. **12.** Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. – Кн. 2. / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с. **13.** Сусин А. А. Химико-термическое упрочнение высоконапряженных деталей. – Мн.: Беларуская навука, 1999. – 175 с. **14.** Басинюк, В. Л. Динамика, шум и смазка зубчатых передач / В. Л. Басинюк. – Гомель: ИММС, 2006. – 224 с. **15.** Методика ускоренных сравнительных испытаний цилиндрических зубчатых колес // В. П. Гордовский, О. В. Берестнев, В. Л. Басинюк, В. К. Дубовский. – М.: ГОСНИТИ, 1988 – 65 с. **16.** Басинюк Я. В., Мардосевич Е. И., Басинюк В. Л. Оценка качества изготовления и сборки редукторов передач зацеплением по внутренней динамической нагруженности отдельных пар зубьев, определенной по вибрациям подшипниковых опор // Фундаментальные и прикладные проблемы теории точности процессов машин, приборов и систем: Тр. пятой сессии междунар. научн. школы / Под ред. д. т. н., проф. В. П. Булатова и д. т. н., проф. Л. В. Ефремова. – СПб: ИПМаш РАН, 2002. – С. 213.

Поступила в редколлегию 24.05.11

УДК 621.833

М. БОШАНСКИ, к. т. н., проф., институт транспортных технологий и инженерного проектирования факультета инженерной механики Словацкого технологического университета, Братислава, Словакия

П. ТОКОЛИ, к. т. н., инж., институт транспортных технологий и инженерного проектирования факультета инженерной механики Словацкого технологического университета

А. ВАНЯ, аспирант, инж., институт транспортных технологий и инженерного проектирования факультета инженерной механики Словацкого технологического университета

И. КОЖУХ, к. т. н., институт транспортных технологий и инженерного проектирования факультета инженерной механики Словацкого технологического университета

ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ В КОРОБКАХ ПЕРЕДАЧ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

В статье представлена математическая характеристика неэвольвентной выпукло-вогнутой зубчатой передачи, ее геометрические параметры и соответствие основным условиям синтеза для данного вида зацепления. Также представлено: влияние основных геометрических характеристик на повышение нагрузочной способности в точке контакта; сравнение результатов интенсивности давления в точке контакта для выпукло-вогнутой зубчатой передачи и эвольвентной.

У статті представлено математичну характеристику неевольвентної опукло-увігнутої зубчастої передачі, її геометричні параметри та відповідність основним умовам синтезу для даного виду

зацеплення. Також представлено: вплив основних геометричних характеристик на підвищення навантажувальної здатності у точці контакту; співставлення результатів інтенсивності тиску в точці контакту для опукло-увігнутої зубчастої передачі та евольвентної.

The mathematical characterization of the non-involute convex-concave gearing, its geometrical parameters and correctness basic conditions of generating with this gearing types are presented in this article. Influences of the basic geometrical characteristics on the enhancement carrying capacity at the point of contact and comparison results of convex-concave gearing and involute one from the point of contact pressure intensity view are presented as well.

Введение. Образование повреждений на рабочей поверхности зуба колеса подразумевает под собой неравномерную работу зубчатого зацепления и, в связи с этим, дополнительные колебания во всех составных частях технического оборудования. По этой причине вопрос, о повреждении поверхности зуба, постоянно находится в центре внимания профессионального интереса. Как только поверхность деформируется, происходят последующие частичные повреждения в течение работы зубчатого зацепления: изнашивание, заедание, усталостные повреждения рабочих поверхностей зубьев в результате биения и пластической деформации. Анализ указанных выше повреждений поверхностей зубьев показывает, что уменьшение контактного напряжения, плавность работы, использование масла играет важную роль в увеличении нагрузочной способности зубчатой передачи. При оценке этих параметров для разных типов зубчатых колес известно, что выпукло-вогнутая передача имеет гораздо лучшие результаты, чем эвольвентная [1-3]. Анализ аварийных повреждений поверхностей зубьев, заедание и образование пластических деформаций показывают важность изменения радиуса кривизны. Что касается влияния конкретных геометрических параметров, максимальные значения радиуса кривизны в полюсе *С* выпукло-вогнутого зацепления и, одновременно, в текущей точке зацепления не могут быть достигнуты. По этой причине необходимо определить некоторые рациональные значения основных геометрических параметров. Для выпукло-вогнутой зубчатой передачи данные рекомендации приведены в [4, 5].

Основная часть. Выпукло-вогнутые зубчатые передачи относятся к группе прямозубых цилиндрических. Главной особенностью данных передач является то, что форма боковой кривой зуба состоит из двух основных

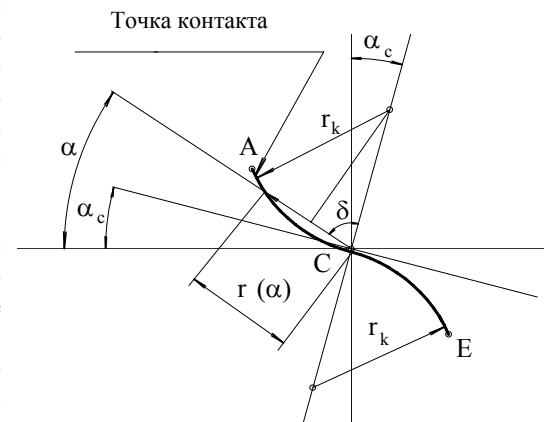


Рисунок 1 – Линия зацепления выпукло-вогнутой зубчатой передачи